ANSÄTZE ZUR BEURTEILUNG DER GENAUIGKEIT TECHNISCHER SYSTEME

Rüdiger Hochmuth

Kurzfassung

Die Genauigkeit technischer Systeme spielt für den Qualitätsgedanken und die Marktakzeptanz in der modernen Produktentwicklung eine immer stärkere Rolle. Dieses Kriterium bezieht sich im allgemeinen auf Eigenschaften von Produkten in Bezug auf Verlagerung, Spiel, Deformierbarkeit usw. Sowohl in späten als auch besonders in frühen Phasen besteht Potential, diese Produkteigenschaften zu beeinflussen. Im Rahmen dieser Arbeit soll allerdings nur die Baugruppengenauigkeit (z.B. das Kippeln von Bauteilen in Baugruppen) sowie die Bauteilgenauigkeit unter Betriebsbedingungen (Auswertung der elastischen Deformation nach funktionalen Gesichtspunkten) interessieren.

1 Vorbetrachtung

Die Genauigkeit eines technischen Systems wird in folgende drei Hauptaspekte eingeteilt: Genauigkeit funktionaler, Genauigkeit geometrischer und Genauigkeit stofflicher Eigenschaften bzw. Merkmale [1]. Die Gesamtheit dieser Aspekte wirkt sich auf die Genauigkeit aus. Jeder einzelne Punkt wird im Hinblick auf die Konstruktionsphase unterschiedlich stark beachtet werden müssen.

In *frühen Phasen* arbeitet der Produktentwickler die BlackBox aus, indem er die Funktion zur Abbildung von Eingangs- auf Ausgangsparameter durch das technische Wirkprinzip (dies enthält den physikalischen Effekt) sowie durch Wahl des Betriebspunkts zu lösen versucht (Bild 1 links). Ein robustes, insensitives Konzept erhält man, wenn dann die Variation der Eingangsgrößen keinen verstärkenden Effekt auf die Ausgangsgrößen ausübt. In diesem Bereich können bereits die ersten einfachen, meist eindimensionalen „Parameter“-Toleranzketten berechnet werden. Dies geschieht vornehmlich in der Haupt-Wirkrichtung der Anordnung.

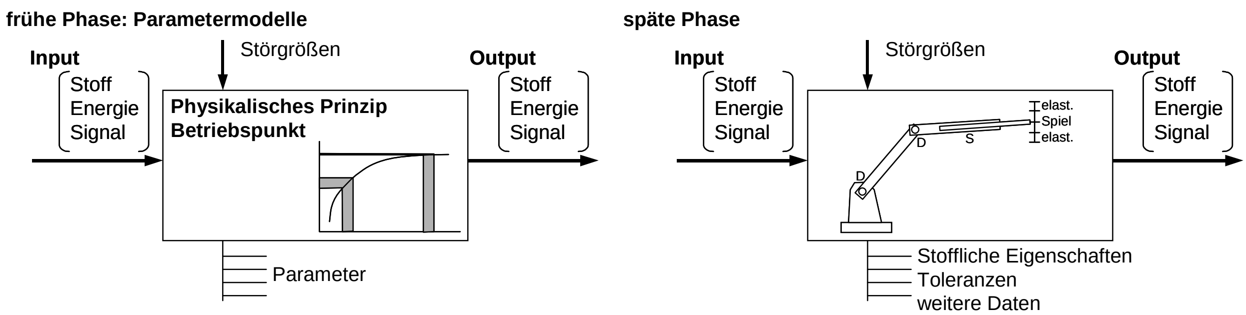


Bild 1: Genauigkeitsaspekte in frühen und späten Entwicklungsphasen

Ein wichtiger Schritt von der einfachen eindimensionalen Toleranzanalyse in frühen Phasen zu Analysen in *späten Phasen* ist die Erfassung geometrischer Effekte, wie z.B. das Verkippen von Komponenten gegeneinander als auch die funktionsgerechte Auswertung von elastischen Deformationen. Dies hat in der Wechselwerkung mit anderen Komponenten der

Baugruppe in funktionaler Sicht Einfluss auf die Systemgenauigkeit (Bild 1 rechts). Hier kommen neben den Maßtoleranzen auch Form- und Lagetoleranzen und die Tolerierungsgrundsätze zur Betrachtung.

Inhalt dieser Arbeit soll die Vorstellung zweier Methoden für die spätere Entwicklungsphase sein, die es erlauben die Genauigkeit technischer Systeme zu ermitteln. Dies kann zudem dem Produktentwickler eine Aussage über die Eignung von Integral- oder Differentialbaustruktur geben. In weiterer Entwicklung könnte man sich vorstellen, Regeln abzuleiten, die dem Produktentwickler im Sinne der bekannten Gestaltungsregeln Hilfestellung geben.

2 Stand der Technik & Handlungsbedarf

Im Sinne des Digital Mock-Up (DMU) werden zu entwickelnde technische Systeme am Rechner abgebildet. Ziel ist es, das Verhalten technischer Systeme möglichst realistisch und mit möglichst geringem Aufwand zu simulieren. Dies bietet die Vorteile der Wiederverwendbarkeit von Simulationsmodellen, der leichten und schnellen Parametervariation sowie einer frühzeitigen Informationsbereitstellung im Konstruktionsprozeß. Hierbei muss der Ingenieur zwischen Aufwand, Komplexität, Abstraktionsgrad und Qualität der Ergebnisse den Mittelweg finden. Wichtige Methoden der Simulation in der modernen Produktentwicklung sind die Mehrkörpersysteme mit starren Körpern, Finite-Elemente für deformierbare Körper und die Toleranzanalyse (Bild 2).

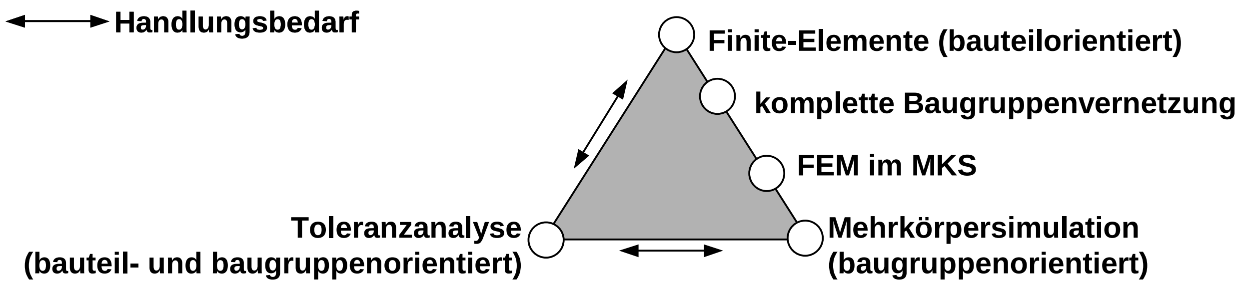


Bild 2: Wichtige Simulationsmethoden der modernen Produktentwicklung

Vielfach ist der Produktentwickler an genaueren Ergebnissen bei kritischen Anwendungen interessiert. Zum Erhalt genauerer Aussagen werden seit Jahren Ansätze verfolgt, das Starrkörpermodell um die Elastizitäten der einzelnen Komponenten zu erweitern [2]. So werden in den Ansatz starrer Mehrkörpersysteme die Elastizitäten als diskrete Federn (Die Federsteifigkeit wird mittels FEM ermittelt.) eingekoppelt. Die Nutzung von Toleranzinformationen in MKS bzw. FEA wird hingegen nicht in diesem Maße betrachtet. Hier müssen auch Systemgenauigkeiten tolerierter Gelenke („reale Gelenke") in der Simulation genutzt werden können, was ein Teil dieses Beitrags sein wird.

Bestehende Ansätze zur Simulation von Abweichungen nutzen die CAD-Geometrie und variieren die parametrisierten Maße [3]. Somit gehen nur Maßtoleranzen, nicht die Einflüsse von Form und Lage sowie des Tolerierungsgrundsatzes in die Betrachtung ein. Der Einfluß tolerierter Bauteile in der Pressitzberechnung wurde in [4] gezeigt.

3 Konzept für die Baugruppenebene

Ziel auf Baugruppenebene ist es, zum einen die kinematische Genauigkeit eines Systems zu bestimmen. Dies entspricht auch der Vorgehensweise kommerzieller Produkte, wie CE/TOL und VSA. Weiterhin kann es großen Sinn geben, zusätzlich auf kinetische Ergebnisse abzuzielen, ähnlich der Vorgehensweise nach [5], was den Autor dieses Beitrags zur Nutzung der fundierten Theorie starrer Mehrkörpersystems bewogen hat. Eine sehr gute und nachvollziehbare Beschreibung zur Bildung symbolischer Gleichungen für die Mehrkörpertheorie zeigt [6] (Einschränkung: holonome Systeme ohne kinematische Schleifen).

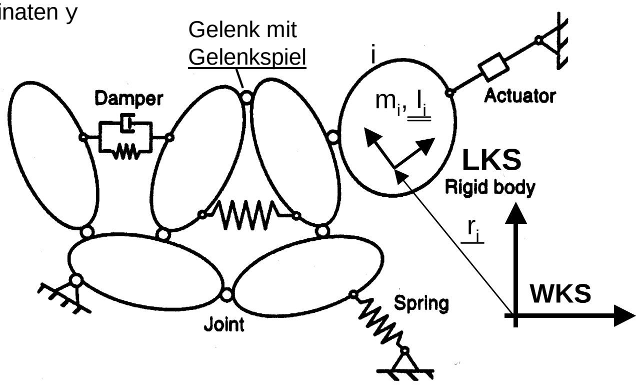
Die Vorgehensweise wird in die Ebenen Makroebene (allg. Beschreibung des MKS), Mesoebene (Beschreibung der Gelenkspiele) und Mikroebene (Beschreibung der Toleranzzonen einzelner Flächen) eingeteilt (Bild 2).

Makroebene: Vorgehensweise zur Definition von MKS [6]: Ableiten symbolischer Gleichungen

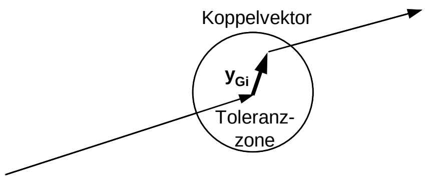
1. Definition der Freiheitsgrade f und generalisierten Koordinaten y
   Berechnung der Positionen $r_i(y,t) \in \Re^3$ und
   Rotationsmatrizen $S_i(y,t) \in \Re^{3x3}$
2. Berechnen der Jacobi-Matrizen

   $J_{Ti} := \frac{\partial r_i}{\partial y^T} \in \Re^{3xf}$; $J_{Ri} := \frac{\partial s_i}{\partial y^T} \in \Re^{3xf}$
3. Ableiten der kinematischen Beziehungen
   $v_i = dr_i / dt$; $a_i = dv_i / dt$;
   $\omega_i = ds_i / dt$; $\alpha_i = d\omega_i / dt$
4. Definition der äußeren Kräfte und Momente f_i^e, l_i^e
5. Newton: $m_i \; a_i = f_i^e + f_i^r$
   Euler: $I_i \; \alpha_i + \omega_i \times I_i \; \omega_i = l_i^e + l_i^r$

   Zusammen: $\bar{\bar{M}} \; \bar{J} \; \ddot{y} + \bar{k} = \bar{q}^e + \bar{q}^r$
6. Reduktion auf f Gleichungen durch Prinzip von D'Alembert in der Lagrange-Fassung (Multiplikation mit $\bar{J}^T$)
   $M \ddot{y} + k = q$ ⇨ Lösen des Differentialgleichungssystems; Numerische Integration



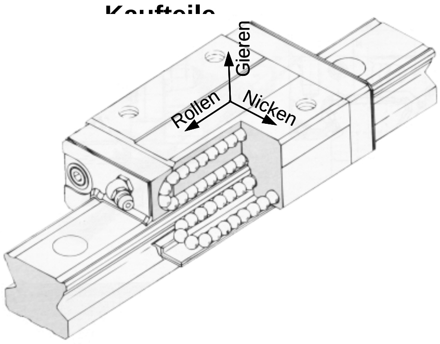
Mesoebene: Beschreibung des Gelenkspiels in der kinematischen Kette:



Vorgehensweise

a) Einbringen weiterer generalisierter Koordinaten
⇨nicht-quadratische JacobiMatrizen
$y^T = [y_1, y_2, ..., y_n, y_{G1}, y_{G2}, ..., y_{Gm}]$

b) Ausdrücken des Vektors durch gegebene gen. Koordinaten
⇨MonteCarloSimulation notwendig
$y^T = [y_1, y_2, ..., y_n]$ und $y_{Gi} = f(y_j)$

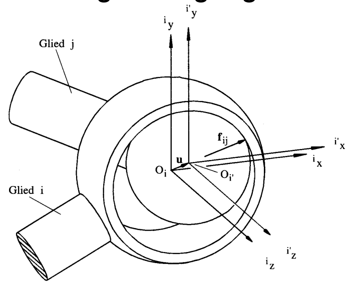


/latrix [7]

x δyz δyz x
y δxz δxz y
z δxy δxy z

R

Eigenfertigung



Mikroebene: Beschreibung des Abweichungsraums nach [8]:

tolerierte Fläche
Maßtoleranzen
Formtoleranzen
Lagetoleranzen
Tolerierungsprinzip, -bedingung

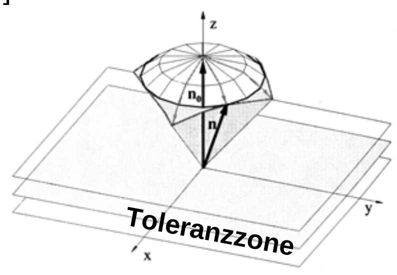


Bild 2: Konzept der Betrachtung auf Baugruppenebene

Die Theorie starrer MKS definiert: Der durch keine Bindungen gefesselte starre Körper hat im Raum 6 Freiheitsgrade. Um seine Lage eindeutig zu beschreiben sind daher 6 Koordinatenangaben erforderlich. Häufig sind die Bewegungsmöglichkeiten von einer Kette von starren Körpern, wie sie typischerweise in technischen Systemen auftreten, durch Bindungen an vorgebene Bahnen oder durch Fixierung einzelner Punkte der Kette eingeschränkt. Diese ideale Betrachtung muss um den Toleranzgedanken erweitert werden. Hierzu werden für die vormals fixierten Freiheitsgrade wieder kleine kinematische Bewegungen im Rahmen der Toleranzzonen zugelassen. Die Matrizen-Notation nach [7] ist für die Darstellung sehr nützlich.

Auf Basis der mathematischen, vektoriellen Toleranzzonenbeschreibung nach [8] werden die geometrischen Abweichungen („Koppelvektor") von technisch relevanten Gelenken in o.g. Matrizen abgelegt und in Abhängigkeit bereits bestehender generalisierter Koordinaten ausgedrückt. Durch Variation des Koppelvektors nach dem Monte-Carlo-Verfahren sollen stochastische Aussagen über das Produktverhalten möglich werden (Ansatz b nach Bild 2).

4 Konzept für die Bauteilebene

Auf Bauteilebene wird zur Bestimmung des Verhaltens häufig die Finite-Elemente-Methode eingesetzt. Neben den resultierenden Bauteilspannung treten am beanspruchten Bauteil auch Abweichungen aus elastischer oder thermo-elastischer Deformation auf.

Zum Stand der Technik werden die Verschiebungen nur in den drei Koordinatenrichtungen bzw. nach dem maximalen Betrag ausgewertet. Letztlich entscheidet aber die Funktion, die von den fertigungsbedingten Abweichungen [9] als auch von der funktionsorientierten Auswertung der Verschiebung ergibt.

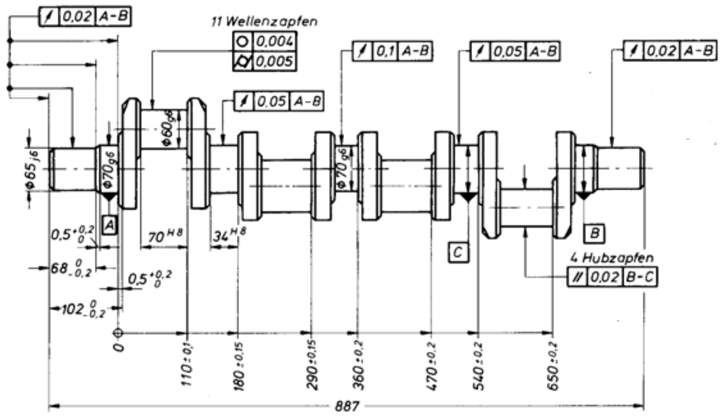


Bild 3: Beispiel Kurbelwelle eines 8-Zylinder-V-Motors [10]

Implizit werden derartige Überlegungen in der Praxis durchaus getroffen. So wird beispielsweise der Toleranzwert in Abhängigkeit der Auflagerung definiert (Bild 3): „Für die Lauftoleranzen sind – unter Beachtung der zulässigen Durchbiegung [...] – in der Mitte größere Zahlenwerte zugelassen als in der Nähe der Bezugselemene A und B“ [10].

Deshalb soll auf Basis des unverformten und des verformten Bauteils die (thermo-) elastische Abweichung in der „Sprache der Toleranzen“ (Pferch- und Hüllzylinder nach der Definition gemäß DIN ISO 1101, Bezugsebenen nach DIN ISO 5459) bestimmt werden. Die Basis für die Berechnung bilden die Knoten des Netzes. Die Reduktion der Knotenkoordinaten auf die Substitutionselemente Pferch- bzw. Hüllzylinder usw. ergibt ein Optimierungsproblem. Hierzu wird das Optimierungsverfahren „downhill simplex method in multidimensions“ genutzt [11].

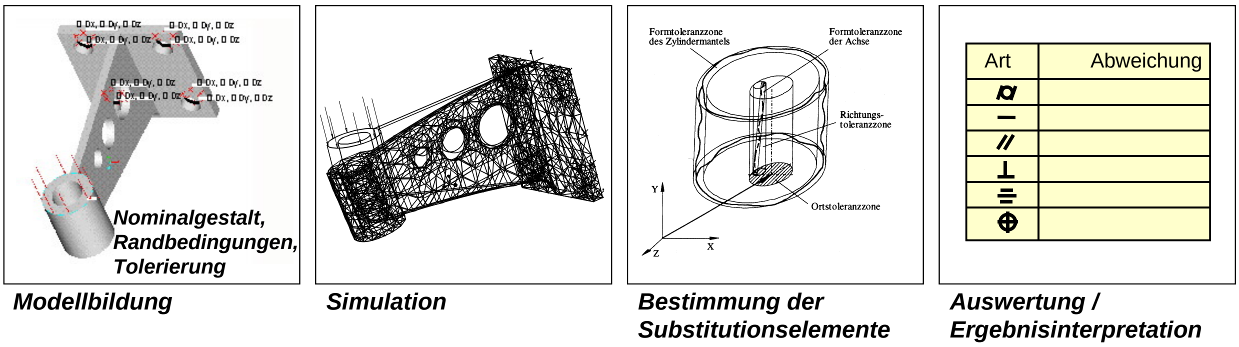


Bild 4: Konzept auf Bauteilebene

Das dargestellte Vorgehen kann theoretisch auch alternativ zur Baugruppenebene auf die komplette Vernetzung von Baugruppen angewandt werden, sofern die Abweichungen der Koppelglieder nicht in die Betrachtung einfliessen müssen.

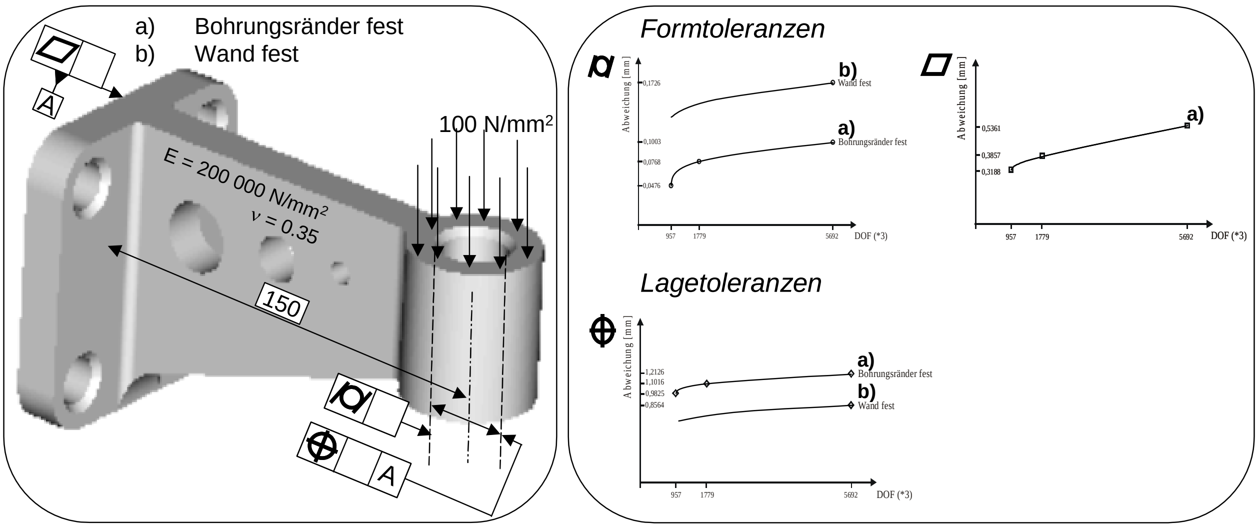


Bild 5: Ergebnisse am Beispiel

Am Beispiel (Bild 5) zeigt sich, dass der Einfluss der elastischen Deformation in Relation zur sinnvoll vergebenen Toleranzwerten bzw. mit den Allgemeintoleranzen einen nicht zu unterschlagenden Einfluss hat. Wie aus der Modellbildung und Simulation bekannt, hängt die

Konvergenz des Rechenergebnisses von der ausreichenden Zahl von Freiheitsgraden an den entsprechenden Stellen ab.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag stellt Methoden vor, die dem Produktentwickler die Möglichkeit geben sollen, die Genauigkeit technischer Systeme (hier für eine spätere Entwicklungsphase) zu beurteilen und diese zu optimieren. Ferner liegt diesen Methoden auch die Idee zugrunde, eine Evaluation der Baustruktur hinsichtlich Differential- und Integralstruktur zu ermöglichen.

Weiterführend wird sicherlich zu den Ergebnissen die Abweichung der Fertigung zu überlagern sein. Auch könnten auf Basis dieser Analysen Regeln abgeleitet werden bzw. bestehende Regeln quantitativ untermauert werden, was zu einer Sammlung von Gestaltungsregeln für entsprechende Beratungssysteme führt.

6 Literaturverzeichnis

[1] Trumpold, H.; Beck, C.; Richter, G.: Toleranzsysteme und Toleranzdesign – Qualität im Austauschbau, Hanser-Verlag, München, 1997.

[2] Bremer, H.; Pfeiffer F.: Elastische Mehrkörpersysteme, Teubner, 1992.

[3] Hörsken, C.; Hiller, M.: Statistical Simulation of Multibody Systems and Computer Aided Design Drawings Taking Special Consideration of Tolerances, In: 4th International Conference on Engineering Design and Automation, 2000, pp. 401-406.

[4] Hochmuth R.; Schweiger, W.: Toleranz-Gesteuerte Randbedingungen für die Finite-Elemente-Methode, In: 9. Symposium Fertigungsgerechtes Konstruieren (Hrsg. Meerkamm), Schnaittach, 1998, S. 107 – 114.

[5] Stickeler, A.: Kinematische und kinetostatische Untersuchung räumlicher Kurbelgetriebe unter Berücksichtigung von Glied- und Gelenkfehlern, Diss. RWTH, Aachen, 1996.

[6] Eberhard, P.; Schiehlen, W.: Hierarchical Modeling in Multibody Dynamics, In: Applied Mechanics 68, Springer-Verlag, 1998, S. 237 – 246.

[7] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Springer-Verlag, Berlin, 1994.

[8] Britten, W.: CAD-basierte Übersetzung geometrischer Toleranzen in vektorielle Darstellungen, Diss., Schriftenreihe Produktionstechnik Band 17, Saarbrücken, 1999.

[9] Denzer V.; Gubesch, A.; Hochmuth, R.; Jorden, W.; Meerkamm, H.; Weckenmann A.: Systemgerechte Grenzgestaltdefinition - Ein integriertes rechnerunterstütztes Werkzeug zur systematischen Tolerierung, Konstruktion 11/12-1999, S. 37 - 41.

[10] N.N.: Anwendung der Normen über Form- und Lagetoleranzen in der Praxis, DIN-Normenheft 7, Beuth-Verlag, 1987.

[11] Press, W. H.: Numerical Recipes in C – The Art of Scientific Computing, Cambridge University Press, 1999.

Dipl.-Ing. Rüdiger Hochmuth
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
Universität Erlangen-Nürnberg
91058 Erlangen, Martensstr. 9, Deutschland
Tel: +49 9131 85 27987
Fax: +49 9131 85 27988
EMail: hochmuth@mfk.uni-erlangen.de
http://www.mfk.uni-erlangen.de/